INSTITUT SUPERIEUR INDUSTRIEL

GRAMME

STAGE DE PREMIERE LICENSE

CONTRIBUTION A LA CONCEPTION D'UNE TURBINE PELTON

Presenté par : YANNICK Albert

Août 2005

CONTRIBUTION A LA CONCEPTION D'UNE TURBINE PELTON

0. Remerciements en guise d'introduction

Je voudrais commencer ce rapport de stage en remerciant chacun des membres de Codeart, c'est-à-dire Denise, Marie-Claire, Magali, Emily, Christiane, Guido, Dirk, Georges, Michel, Samuel, mon maître de stage Jacques ainsi que Roger pour le formidable accueil que j'ai reçu et cela dès le premier jour. La bonne ambiance générale et l'aspect profondément humain dans le fonctionnement de l'asbl ont fait en sorte que je garderai un excellent souvenir de ces trois semaines.

1. Présentation de l'entreprise

Durant les vacances d'été 2005, j'ai réalisé mon stage d'application de première année du deuxième cycle au sein de l'asbl Codeart (pour Coopération au Développement de l'Artisanat) basée à Chevémont (entre Aubel et Hombourg). L'objectif de cette dernière est d'appuyer leurs partenaires artisans dans les pays du Sud afin qu'ils soient en mesure de produire localement les machines nécessaires pour assurer les besoins de base des populations locales. L'entreprise est présente dans plusieurs secteurs mais plus particulièrement dans ceux de l'eau, de l'énergie, de la production des machines agricoles et d'outils aratoires.

L'entreprise a été créée en février 1988 par monsieur Roger Loozen, ingénieur de l'institut Gramme. Le but premier était d'établir un lien entre un pays industrialisé et les pays du sud pour permettre à ces derniers de:

- s'approvisionner en matières premières non disponibles localement.
- s'approvisionner en équipements permettant l'installation d'artisans ruraux.
- rechercher des informations techniques sur les méthodes de production en vue de transferts technologiques.

Actuellement, Codeart est en partenariat avec plusieurs pays mais est principalement actif en Haïti et au Congo où ils soutiennent des ateliers écoles respectivement à Camp-Perrin et Butembo. Plusieurs ingénieurs et techniciens européens travaillent d'ailleurs pour Codeart dans ces ateliers écoles. C'est le cas notamment de Samuel Treinen (ingénieur de Gramme diplômé en 2005) qui vient de partir pour un an en Haïti.

L'entreprise emploie actuellement une dizaine de personnes en Belgique auxquelles doivent s'ajouter de nombreux bénévoles prenant en charge, notamment, la gestion du site Internet, les courses et achats, le travail à l'atelier, ou encore la gestion du réseau et des problèmes informatiques.

Il faut souligner que l'asbl développe actuellement une cellule "Energie et hydraulique". C'est monsieur Jacques Kyalumba (ingénieur diplômé de l'institut Gramme) qui est en charge de la gestion de cette cellule au sein de Codeart. Ce projet est mené à bien en collaboration avec monsieur Jean-Luc Willot, constructeur belge de turbines à Huy, et monsieur Niels Duschène, ingénieur exploitant plusieurs turbines à Méry. L'objectif pour Codeart est d'être en mesure de proposer une solution complète, qui va de la bride d'entrée de la turbine jusqu'à la sortie du courant électrique du générateur ou jusqu'à la production d'énergie mécanique pour les turbines hydromécaniques. Codeart peut également prendre en charge l'aménagement du site: depuis la prise d'eau sur la rivière jusqu'au bassin de mise en charge qui enverra l'eau dans la conduite forcée jusqu'à l'entrée de la turbine.

2. Description du travail réalisé

C'est précisément dans la cellule énergie et sous la direction de monsieur Kyalumba que j'ai réalisé mon stage d'application technique. Si Samuel Treinen avait, durant son travail de fin d'étude, développé un modèle de turbine Banki en kit, l'objectif était ici d'étudier une autre sorte de micro turbine, à savoir la turbine Pelton. En effet, ce projet était dans l'entreprise depuis un moment, mais il leur manquait quelqu'un pour dégrossir le travail et réaliser une première approche aussi bien théorique que pratique.

Durant les trois semaines du stage, on peut dire que mon travail a été découpé en quatre grandes phases. Tout d'abord, il faut savoir que nous n'avions pas eu le temps, cette année, d'étudier la turbine Pelton au cours de machines hydrauliques. La première tâche qui m'a été confiée fut donc de me documenter sur le sujet afin d'acquérir une expérience suffisante dans le domaine pour pouvoir aborder le dimensionnement d'une turbine semblable par la suite. Pour cela, j'ai pu bénéficier du syllabus de Monsieur Oury (celui que nous utilisons à Gramme) ainsi que de plusieurs livres issus de la bibliothèque de Codeart dont les références sont données en annexe. Ces livres étaient, comme dans beaucoup de domaines, rédigés en anglais. Cela m'a donc permis de m'exercer à la langue en plus d'acquérir des connaissances techniques.

Ensuite, la deuxième étape fut d'établir une notice de calcul sur Excel reprenant la majeure partie des formules du livre de Jeremy Thake afin de pouvoir réaliser un calcul de la force sur l'auget ainsi que des contraintes qui prennent naissance dans celui-ci. Nous avons par ailleurs essayé d'établir une courbe nous donnant l'ensemble des points correspondant aux limites d'utilisation d'un auget Pelton particulier en aluminium (en réalité, cet auget correspond au modèle qui devrait être envoyé à Butembo pour des essais sur une turbine réelle). Cette courbe ainsi qu'une copie de la notice de calcul avec les données du site de Butembo figurent en annexe.

A partir de la deuxième semaine, le stage a pris une tournure différente puisque j'ai alors commencé un travail purement mécanique. Il s'agissait tout d'abord de réaliser une première ébauche d'un injecteur complet de turbine Pelton. Pour cela, je me suis largement inspiré des modèles présentés dans la bibliographie mise à ma disposition. L'objectif était de dimensionner un injecteur simple à réaliser pour les pays du sud, plutôt qu'une merveille de technologie pointue. Je retiens cette phrase de Jacques: "en Afrique le but premier est d'abord de réussir à produire simplement de l'électricité avant de s'inquiéter à gagner un ou deux pour cent de rendement". Cette base de dimensionnement était destinée à être commentée et critiquée par la suite par des spécialistes de turbines comme monsieur Willot par exemple. J'ai ainsi dessiné, sur le programme Solidworks, un injecteur dont les plans sont également donnés en annexe.

Enfin, la dernière partie (qui correspond à ma troisième semaine de stage) a été de me pencher sur le problème du bâti de la turbine et de continuer mon travail de dessin aussi loin que je le pouvais. Bien sûr, on ne peut arriver au bout d'un projet tel que

celui-ci au bout de quinze jours et j'ai donc du m'arrêter au milieu de mon travail. C'est ainsi, par exemple, que nous n'avons pu nous pencher sur le problème des paliers pour l'axe de la turbine ou encore sur le mode de fixation de la roue à l'arbre. En effet, à deux jours de la fin de mon stage, Jacques m'a demandé de ne plus avancer plus loin sur Solidworks mais de me concentrer sur la sortie des plans 2D des pièces que j'avais déjà réalisées.

J'aimerais terminer ce volet en précisant que ce stage aurait été une bonne introduction pour un travail de fin d'étude dans l'esprit de celui réalisé l'an dernier par Samuel Treinen. Cependant, j'avais déjà pris ma décision de partir en Erasmus avant de commencer chez Codeart et donc, si ce projet doit être mené à bien dans l'avenir, ce ne sera sans doute pas par moi, malheureusement.

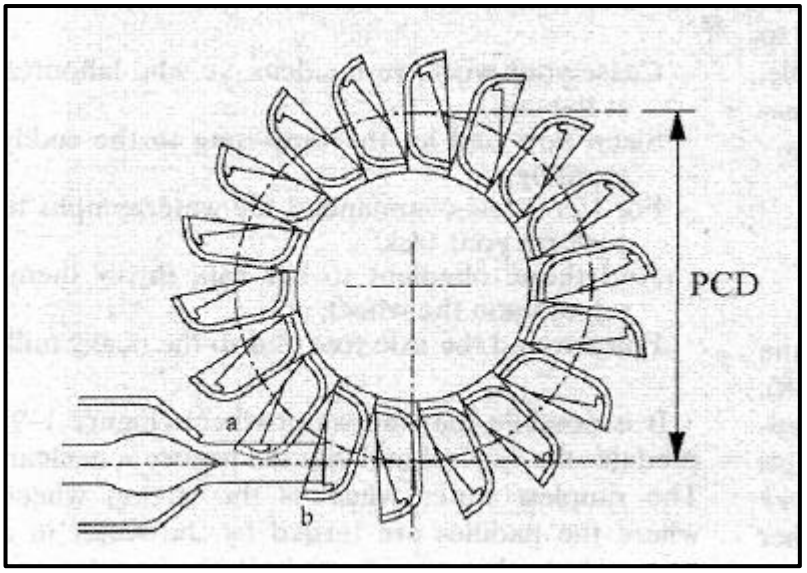
3. Introduction aux turbines Pelton

L'un des premiers besoins des pays du sud est évidemment le besoin en énergie, que ce soit pour produire de l'électricité ou simplement pour entraîner une machine agricole. L'un des moyens pour cela est d'utiliser l'énergie hydraulique et les turbines Pelton en particulier. En effet, ce type de turbine convient très bien pour les grandes hauteurs hydrauliques et les petits débits. Elles ont de plus un bon rendement pour les petites et moyennes puissances (de quelques centaines de watts à quelques dizaines de kilowatts), ce qui est souvent le cas des applications dans les pays en voie de développement. Enfin, elles sont relativement faciles à réaliser localement.

Dans une telle turbine, le couple est généré par la force exercée par un jet d'eau sur un ensemble d'augets que l'on pourrait comparer à des sortes de cuillères fixées sur un rotor. Ces machines peuvent avoir un ou deux jets par roue dans les cas où l'axe du rotor est horizontal. On peut même aller jusqu'à six jets si l'on est dans le cas d'une turbine à axe vertical.

De manière simple, une turbine Pelton est constituée des éléments suivants: un rotor, un ou plusieurs injecteurs et un bâti. Les plus grandes roues construites peuvent avoir un diamètre de plus de cinq mètres et peser plus de quarante tonnes.

Dans l'injecteur, la pression de l'eau dans la conduite forcée est convertie en vitesse. Ce dernier est constitué d'une pièce en forme de tuyau connectée à la conduite et d'un pointeau (ou aiguille) dont le déplacement permet de régler le débit du jet sur le rotor. Les turbines Pelton sont caractérisées par ce qu'on appelle le diamètre de Pelton ou Pitch Circle Diameter (PCD) en anglais. Il s'agit du diamètre du cercle tangent au jet d'eau comme le montre la figure à la page suivante.



Les augets (qui représentent l'aspect le plus coûteux et le plus pointu de la turbine) sont designés de telle sorte qu'une ligne au milieu divise le jet en deux parties égales qui sont déviées d'environ 180°. Durant ce "renversement", la plupart de l'énergie cinétique de l'eau est transformée en force d'impact sur le rotor qui le fait tourner. A cause de la symétrie du jet, il n'y a pas de force axiale qui est créée dans le rotor.

Certaines turbines peuvent être munies de ce qu'on appelle des déflecteurs. Il s'agit de mécanismes (souvent commandés manuellement pour les petites turbines) qui viennent s'insérer entre l'injecteur et les augets afin de dévier tout ou partie du jet en cas de problème ou d'emballement.

4. Etude de la force et des contraintes sur un auget Pelton

L'étude des augets d'une turbine Pelton et la bonne connaissance de leurs limites d'utilisation est tout à fait capitale lors de l'étude d'un projet. En effet, comme on peut le voir sur la demande de prix envoyée par la firme suisse ZOBOAG qui figure en annexe, le montant de ces augets représente 50% (voire plus) du montant total de la facture d'une telle turbine. Il est donc important d'effectuer le bon choix si l'on ne veut pas gaspiller inutilement son argent (ou pire, dimensionner une Pelton dont les augets casseront après une heure d'utilisation à cause d'un choix inadapté).

Comme je l'ai signalé plus haut, durant la première semaine de mon stage, j'ai réalisé une feuille de calcul sur Excel reprenant diverses formules relatives aux turbines Pelton. L'objectif de Codeart était, au final, d'intégrer cette notice à leur site Internet dans le but de la mettre à disposition de leurs partenaires. Pour cela, il fallait, en plus de la page Excel, y adjoindre une notice explicative, un mode d'emploi en quelque sorte. C'est pourquoi le responsable de Codeart m'a demandé d'organiser ce chapitre afin qu'il puisse être compréhensible et exploitable par un non-spécialiste qui voudrait se servir de la notice de calcul.

Calcul des forces et des contraintes sur un auget de turbine Pelton
Notice explicative

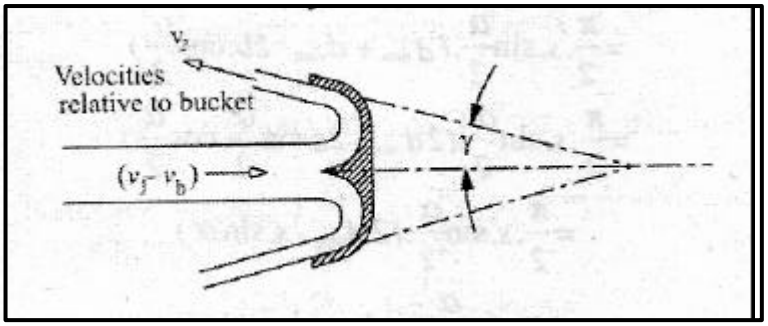
a. Légende des couleurs

Jaune	Données relatives au site considéré (à fixer par l'utilisateur)
Vert	Constantes et coefficients
Orange	Résultats de calcul
Bleu turquoise	Résultat final du calcul de contraintes

b. Signification des coefficients

La notice présente toute une série de coefficients et de constantes nécessaires au calcul des forces et des contraintes sur les augets de la turbine. Si le programme permet que l'on change la valeur de ceux-ci, il est préférable de laisser les valeurs par défaut si l'on veut arriver à des résultats cohérents. S'il est vrai que l'on pourrait faire légèrement varier certains de ces coefficients (comme le rendement de l'écoulement ou le coefficient d'injecteur) suivant que la turbine a été construite avec plus ou moins de soin; d'autres ne peuvent en aucun cas changer de valeur (comme la gravité ou la masse volumique de l'eau). Les principaux coefficients relatifs à la turbine Pelton sont expliqués ci-dessous.

- ? (zêta) représente le rendement de l'écoulement dans l'auget. Il est en fait une image des pertes par frottement lorsque l'eau traverse celui-ci. Idéalement, s'il n'y avait aucune perte et que l'auget était parfaitement lisse, ce coefficient aurait une valeur de 1. Si la littérature permet que l'on prenne, pour ce coefficient, une valeur de 0,98 pour un auget d'excellente qualité, la valeur la plus courante et de 0,85 et représente la valeur typique pour une **micro turbine** Pelton.
- ??gamma) représente l'angle d'ouverture des bords de l'auget (à l'endroit même ou l'eau quitte l'auget). Cet angle est aussi celui qui existe entre la trajectoire du jet lorsqu'il frappe l'auget et la trajectoire de ce même jet lorsqu'il quitte l'auget. Le schéma ci-dessous illustre cet angle.



?

- **kc** représente le coefficient de vitesse de l'injecteur. Il correspond à une perte par frottements au niveau de l'orifice de ce dernier. Sa valeur est habituellement comprise entre 0,95 et 0,99 pour les injecteurs de turbine. Il dépend de la forme de l'orifice et notamment de son angle de conicité. Une valeur habituelle pour ce coefficient (valeur par défaut dans la notice de calcul) est de 0,97.
- **ku** représente le rapport de la vitesse d'entraînement de l'auget à la vitesse absolue du jet d'eau. Habituellement, sa valeur est légèrement inférieure à 0,5 soit une valeur typique (par défaut dans la notice de calcul) de 0,47. Le rendement de la turbine est maximum pour une valeur de 0,5 (idéale). On conçoit aisément qu'une valeur de 1 est impossible puisqu'alors le jet aurait la même vitesse que l'auget. L'eau ne frapperait plus la turbine et n'effectuerait de ce fait aucun travail.

c. Utilisation de la feuille de calcul

Pour chaque valeur, la formule mathématique qui a permis d'arriver au résultat est donnée entre parenthèses.

La contrainte en bleu turquoise représente la contrainte critique (ou la contrainte la plus élevée) qui agit dans l'auget considéré. Cette contrainte est à comparer avec la contrainte maximale que peut supporter le matériau dans lequel est réalisé l'auget. Il faut bien évidemment que la contrainte calculée **soit plus faible** que la contrainte maximale admissible.

Pour information, voici une série de contraintes maximales admissibles pour différents matériaux. Ces contraintes sont relativement faibles car elles prennent en compte le fait que l'auget est soumis à un régime de fatigue et qu'il présente des angles rentrants et des variations de section qui engendrent des concentrations de contraintes locales. De plus, l'auget de la turbine peut aussi être sujet à la corrosion de l'eau. En mettant tous ces facteurs ensembles, on obtient la contrainte maximale admissible en divisant la contrainte limite d'endurance (Se) par un facteur 4.

Brass, 60/40	20 N/mm²

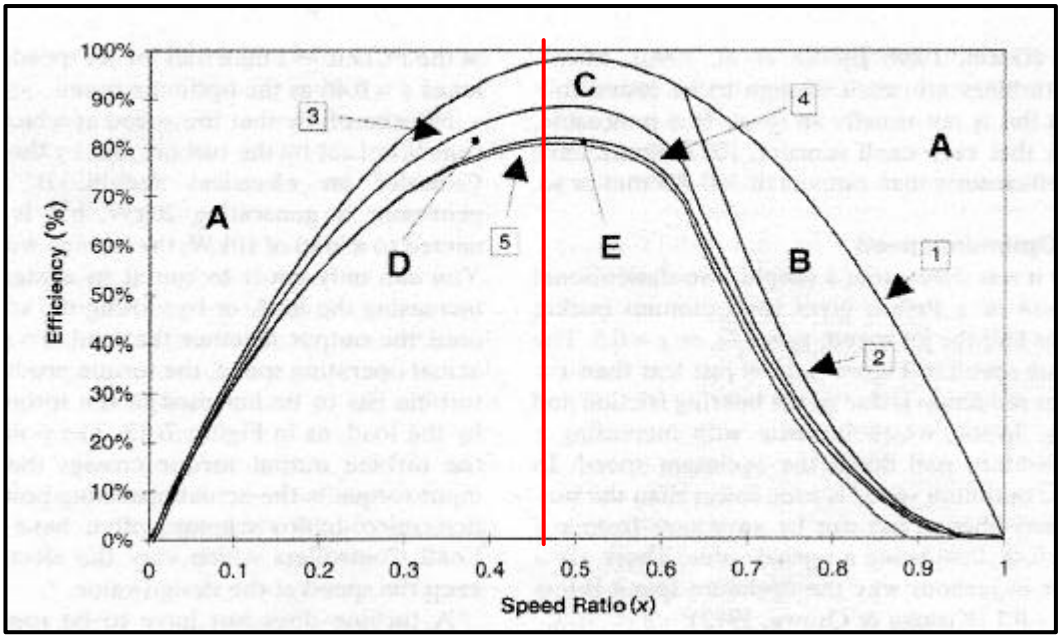
Brass, Grade SCB4	20 N/mm²
Silicon Bronze, C87200	30 N/mm²
Cast Iron, Grade 220	25 N/mm²
Cast Iron, Grade 260	30 N/mm²
Cast Steel, Grade A1	35 N/mm²
Cast Steel, Grade A3	45 N/mm²
Stainless Steel, 304C12	35 N/mm²

Ces valeurs ne représentent bien sûr que quelques exemples et dans le cas où le matériau utilisé n'est pas dans la liste ci-dessus (tirée du livre The Micro Hydro Pelton Turbine Manual de Jeremy Thake), il faut alors procéder comme indiqué plus haut en partant de la contrainte d'endurance limite. A noter qu'au cas où celle-ci n'est pas connue, on peut admettre que la contrainte d'endurance limite représente 40% de la contrainte de traction limite (contrainte de rupture). Ces limites d'utilisation peuvent paraître approximatives mais elles rendent en réalité compte de la grande difficulté d'effectuer une étude théorique précise et rigoureuse des contraintes présentes dans l'auget. C'est pourquoi on préfère se ménager des coefficients de sécurité relativement conséquents.

d. Courbe d'utilisation

La courbe d'utilisation présentée avec la notice de calcul représente l'ensemble des couples (débit du site, hauteur hydraulique brute) d'utilisation limite d'un auget de turbine Pelton particulier. Il s'agit du modèle "type C" de marque ZOBOAG réalisé en aluminium. Pour l'ensemble de ces points, la contrainte critique dans le matériau est égale à la contrainte maximale admissible qui a été fixée pour l'aluminium à 25 N/mm². Cette courbe est aussi présentée sous forme d'un tableau de valeurs où les résultats sont donnés en fonction du débit par incrément de 0.5 l/s. **Cette courbe ne représente donc qu'un cas bien particulier.**

J'aimerais maintenant parler des problèmes que nous avons rencontrés lors de l'élaboration de la notice de calcul. En effet, avant de pouvoir la mettre sur le site Internet de Codeart, il reste encore une "aberration" que nous n'avons pas réussi à solutionner durant le stage. Ce problème réside au niveau du rendement de la turbine et donc de la puissance à l'arbre à la sortie.



Comme on le voit sur cette courbe de rendement tirée du livre de monsieur Jeremy Thake (voir bibliographie pour les références complètes), pour un rapport de vitesse de 0.47, le rendement de la Pelton varie entre 80 et 95% suivant la théorie utilisée pour le calcul et les pertes prises en compte dans le calcul. La première courbe représente ainsi le rendement calculé par une théorie simple en deux dimensions qui ignore les frottements dans l'auget et les pertes par turbulence. La courbe trois représente quant à elle la courbe de rendement utilisant la théorie plus compliquée en trois dimensions. Enfin, c'est la courbe 5 qui se rapproche le plus de la réalité puisque c'est elle qui prend le plus de paramètres en compte. On voit donc que le rendement d'une turbine Pelton approche les 80%. Notre problème, c'est que le rendement tel que nous l'avons calculé dans la notice de calcul n'est que de 45% **alors que nous nous sommes basés sur la théorie simplifiée bidimensionnelle**.

La démarche que nous avons suivie fut de calculer la force exercée par le jet sur la turbine à l'aide des formules dont nous disposions dans le livre. Il a tout d'abord fallu formuler le débit et la vitesse du jet puis les remplacer par leurs valeurs dans l'expression de la force. Ensuite, nous avons exprimé que le couple qui s'exerçait sur l'axe de la turbine était égal au nombre de jet multiplié par la force du jet et multiplié par le rayon de Pelton (qui correspond au bras de levier). Après cela, nous avons trouvé la puissance fournie à l'arbre de la turbine en disant qu'elle était égale au couple multiplié par la vitesse angulaire du rotor. Cela nous permettait finalement de trouver le rendement de la Pelton en divisant la puissance obtenue par la puissance à l'entrée de la turbine (égale au débit du site*masse volumique de l'eau*9.81*hauteur hydraulique nette). Nous avons tant bien que mal essayé de trouver où il pouvait y avoir une erreur mais sans succès jusqu'à présent. Pour ce faire, nous nous sommes également basé sur la formule toute faite du rendement donnée par Jeremy Thake dans sa théorie simplifiée en deux dimensions. En remplaçant dans sa formule par les données dont nous disposions, nous sommes arrivés à un rendement de 0.91 en accord

avec le graphique présenté ici plus haut. En simplifiant les deux formules du rendement (la nôtre et celle de monsieur Thake), nous sommes tout de même arrivés à mettre en évidence les différences entre-elles. Malheureusement, cela ne nous a pas permis d'en déduire où ce cachait l'erreur dans notre raisonnement.

Voici les deux formules. Elles sont relativement semblables mais les différences sont surlignées en rouge.

$$2*ku*(1-ku)*(1+?*\cos?)$$

(Formule donnée par Thake dans sa théorie simplifiée)

$$2*ku*(1-ku)^{2}*(1+?*\cos?)*\mathbf{kc^{2}}$$

(Formule que nous avons établie)

Si on regarde les deux expressions de près, on constate deux divergences. La première est la présence du terme kc^2. Ce terme représente le coefficient de vitesse de l'injecteur. Après réflexion, la présence de ce terme dans notre formule était normale car nous avons découvert que Thake avait établi son expression en prenant un rendement de 100% pour l'orifice de l'injecteur. De toute façon, ce n'est pas ça qui fait la grosse différence car ce coefficient est très proche de 1 (0.97 pour être exact). C'est bien la deuxième différence (la présence du carré derrière le terme (1-ku) qui divise le rendement trouvé par 2. En effet ku représente le rapport de la vitesse de l'auget à la vitesse du jet et il vaut 0,47. Par conséquent, 1-ku avoisine les 0,5 et multiplier la formule par ce terme équivaut à diviser le rendement par deux par rapport à la formule du livre.

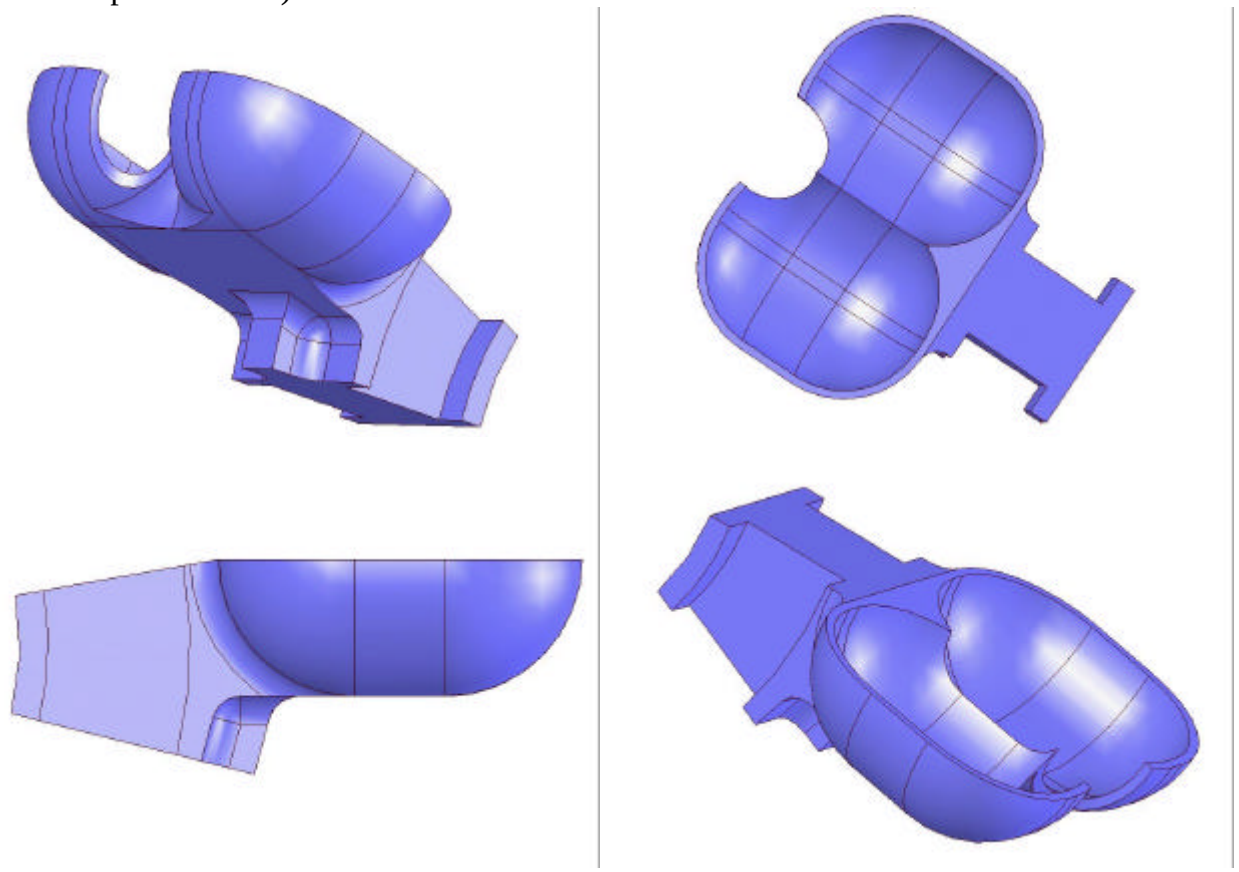
Après avoir cherché un moment d'où provenait cette différence, mon maître de stage m'a demandé de ne pas aller plus loin pour plutôt me concentrer sur quelque chose de plus pratique et, notamment, le design d'un injecteur et d'un bâti de turbine. Voilà pourquoi, à l'heure actuelle, la notice de calcul ne peut être utilisée telle quelle. La seule explication que Jacques Kyalumba voyait au problème était qu'il n'était pas correct de déterminer la puissance fournie par la turbine en calculant le couple à partir de la force sur l'auget...

Nous avons par ailleurs eu un problème semblable lorsque, plus tôt dans le projet, nous voulions déterminer la force sur l'auget. La première manière d'y arriver (celle que nous avons gardée par la suite) était de calculer cette force à partir d'une formule toute faite donnée dans le livre. La deuxième manière que Jacques m'a demandé d'essayer était de partir de la puissance à l'entrée de la turbine (?*g*H). Ensuite, à partir de cette puissance, on trouvait la puissance à la sortie en supposant connu le rendement de la turbine (nous avons pour cela pris un rendement de 80% en nous basant sur le graphique donné plus haut). Nous avons alors effectué le chemin inverse au raisonnement que j'ai déjà donné plus haut. C'est-à-dire, à partir de la puissance, trouver le couple et enfin trouver la force. De nouveau, les différences entres les deux manières était de l'ordre du simple au double. Avant de passer sur Excel, un petit calcul sur papier avec un exemple nous donnait une force de 373N par la première méthode et une force de 640N par la deuxième! (Remarque: ce calcul nous a quand

même permis de remarquer que à puissance constante, la force sur l'auget était indépendante du diamètre de Pelton ce qui était confirmé par une remarque dans le livre de Jeremy Thake). A titre d'information, le calcul effectué à la main est donné en annexe.

Je pense que si j'avais réalisé mon travail de fin d'étude chez Codeart, j'aurais en premier lieu essayé de résoudre ce problème en me documentant dans d'autres références ou mieux, en présentant mes calculs à un spécialiste pour qu'il puisse émettre ses commentaires.

Enfin, je voudrais terminer ce chapitre en disant que sur les derniers jours du stage, j'ai représenté un auget de turbine Pelton (en reprenant les dimensions sur un auget de marque ZOBOAG) sur le programme Solidworks. Après une étude théorique des contraintes et sachant que les augets dont Codeart dispose allaient être envoyés à Butembo au Congo pour des essais réels, un troisième moyen de se faire une idée des contraintes à l'intérieur de l'auget et de sa capacité de résistance pourrait être d'importer la pièce dans un programme de calcul par éléments finis (comme Cosmos) pour voir les résultats auxquels on arriverait. Ci-dessous, je présente une illustration de l'auget tel que je l'avais dessiné (je dois tout de même ajouter pour être correct qu'il n'est pas rigoureusement identique aux augets de chez ZOBOAG, notamment au niveau de l'arête centrale de séparation du jet mais il n'en constitue par moins une bonne représentation).



5. Réalisation d'un injecteur pour une turbine Pelton.

La réalisation sur Solidworks d'un modèle d'injecteur pour une micro turbine Pelton est le travail qui m'a occupé durant la deuxième des trois semaines de stage. Il s'agissait d'une demande (fournie en annexe) pour un injecteur à débit variable contrôlé par un pointeau à commande manuelle. Cet injecteur devait faire partie d'une turbine commandée par André Carrere à Madagascar. Les données principales étaient les suivantes: diamètre de Pelton 250 mm, diamètre du jet 20 mm. Au départ, comme cela est indiqué sur le dossier en annexe, l'injecteur devait être muni d'un système de déflecteur pour dévier tout ou partie du jet en cas de problème quelconque. Cependant, je n'ai pu avancer aussi loin c'est pourquoi, sur les plans présentés, ne figure pas ce fameux déflecteur.

L'objectif que m'avait fixé mon maître de stage était d'aller aussi loin que possible sans "réinventer la roue". Il voulait donc que je m'inspire fortement des designs d'injecteurs présents dans la documentation mise à ma disposition. Le but recherché était de simplifier au maximum les pièces mécaniques afin de limiter les coûts de production.

Comme on peut le voir sur le plan d'ensemble de l'injecteur (référence T093-003/103), le pointeau est en porte-à-faux et non pas maintenu par un guide à proximité de l'orifice comme c'est souvent le cas. Ce porte-à-faux mesure environ 300mm (plus ou moins suivant le débit désiré). Au départ, j'avais dessiné l'injecteur avec son guide dont l'illustration figure ci-dessous.

Cependant, après discussion avec mon maître de stage, il a été décidé de retirer ce guide pour plusieurs raisons. Tout d'abord, la confection de cette pièce est relativement compliquée et aurait donc engendré un surcoût dans la production de l'injecteur. Ensuite, après calcul, nous nous sommes rendus compte que ce guide représentait, à proximité de l'orifice de l'injecteur, un encombrement de la section de passage de l'eau équivalant à 10%. Le guide a d'ailleurs été redessiné avec une épaisseur de 2mm car dans sa première réalisation il représentait un encombrement de plus de 15%! A proximité de la naissance du jet, Jacques Kyalumba craignait que ce guide ne soit responsable de turbulences néfastes pour l'efficacité de la turbine. Enfin, la dernière raison qui nous poussa à abandonner l'idée du guide était qu'un modèle d'injecteur

semblable avec pointeau en porte-à-faux était présenté dans le livre de Markus Eisenring.

Lorsque nous avons montré à Roger Loozen, les travaux réalisés durant le stage, nous avons pu bénéficier de ces commentaires quant au design de l'injecteur. Pour lui les problèmes étaient les suivants:

- l'orifice de l'injecteur est probablement trop fin et mériterait d'être redessiné.
- La forme du raccordement des deux tuyaux risque de créer des turbulences importantes; le dilemme étant de choisir entre une section de raccordement la plus douce possible (avec un tuyau courbé) et une réalisation comme celle présentée, moins chère mais moins efficace. De mon côté, je défendrais le design choisi en montrant le dessin de la page suivante (tiré du livre de Markus Eisenring) qui présente à la fois un pointeau en porte-à-faux et une arrivée d'eau semblable à celle choisie.

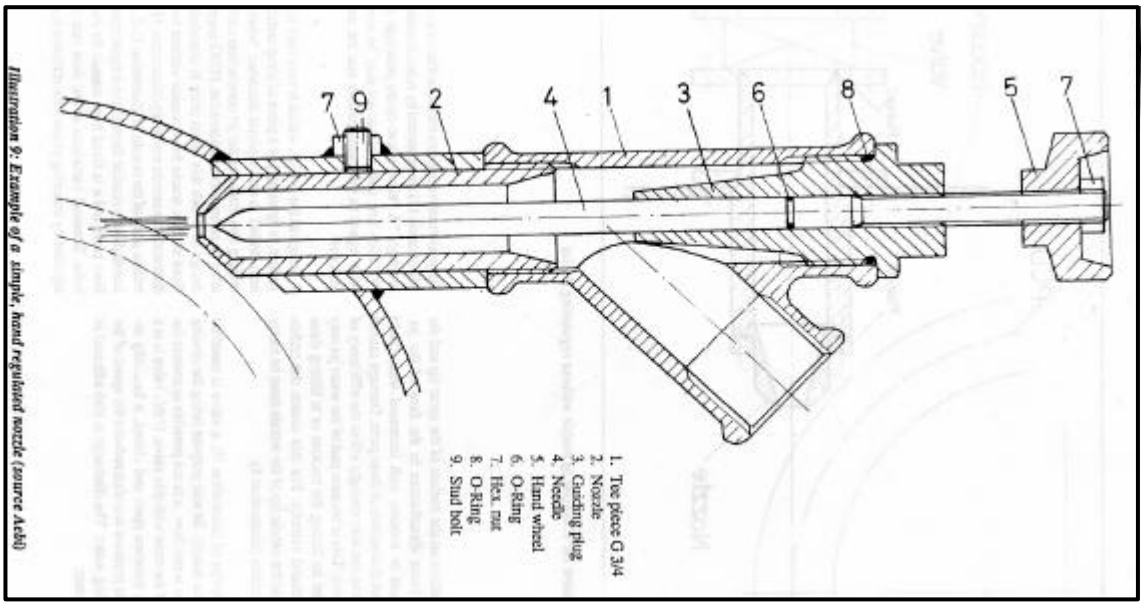


Illustration 9: Example of a simple, hand regulated nozzle (source Aeki)

Par rapport à la réalisation présentée ci-dessus, nous avons choisi de reculer le support arrière du pointeau afin qu'il n'arrive pas au niveau de la section d'arrivée d'eau et cela dans le but de limiter les turbulences. J'ai également choisi de boulonner ce support sur une bride plutôt que de le fileter comme c'est le cas ici. En effet, comme il y a de l'eau partout, le filet risque bien de subir de la corrosion ce qui l'endommagerait et risquerait de rendre le démontage impossible.

Pour ce qui est de l'orifice de l'injecteur, nous avons choisi un montage pour lequel il serait facile de le remplacer. En effet, cette partie de l'injecteur est la pièce qui subit le plus les conséquences de l'attaque par le jet d'eau. Elle se corrode et s'abîme donc plus vite que le reste de l'injecteur. C'est pourquoi, sur notre modèle, cet orifice est simplement boulonné sur une bride de fixation soudée au tuyau principal. Cette bride est par ailleurs réalisée avec une surépaisseur d'un millimètre ce qui nous permet de

l'usiner après soudage pour obtenir une surface de contact parfaitement plane. Un joint torique est de plus prévu pour assurer une bonne étanchéité.

A mon sens, l'élément qui reste le plus problématique dans le design actuel de l'injecteur est la découpe particulière des deux morceaux de tuyaux pour qu'ils se chevauchent convenablement. De mon côté, je pense que j'aurais plutôt réalisé l'ensemble par moulage d'une seule pièce (bien qu'il faille encore voir si la matière utilisée s'y prête). Cependant, après avoir observé la structure soudée qui est pour le moment exposée dans la salle des pas perdus de l'institut Gramme, il semble qu'il soit possible de réaliser de pareilles découpes dans des tuyaux à l'aide de la découpe au laser.

J'aimerais terminer ce volet par une petite conclusion quant au travail réalisé sur l'injecteur. Après une semaine, je suis parvenu à clôturer un **premier** design. Je crois qu'il aurait été très intéressant, si j'avais continué ce stage par un travail de fin d'études, de bénéficier des critiques d'un spécialiste pour redessiner entièrement un injecteur sur base de l'expérience acquise et des commentaires émis. J'aurais ainsi probablement pu arriver à un travail plus abouti par "essais et erreurs". En effet, il n'est pas possible de réaliser une telle pièce pour qu'elle soit sans reproche du premier coup... C'est d'ailleurs ce que m'a confirmé Samuel Treinen. Pour sa turbine Banki, il a passé une bonne partie de son temps à redessiner trois voire quatre fois les mêmes éléments sur base des remarques de Jean-Luc Willot. De mon côté, je n'ai pu m'arrêter qu'à la "première étape" du travail.

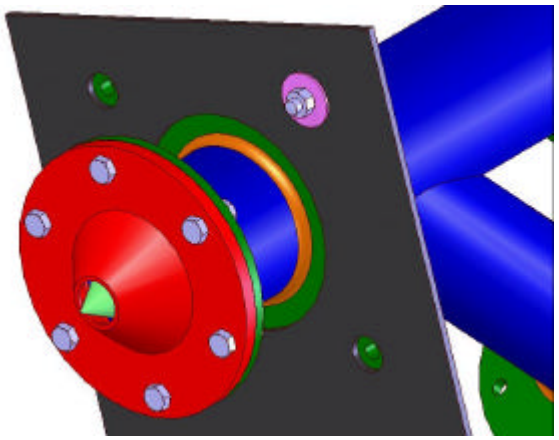
Remarque: une liste des éléments normalisés nécessaires à la réalisation de l'injecteur est disponible en annexe.

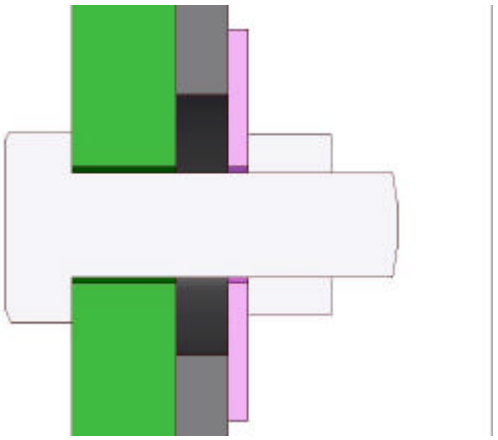
6. Réalisation du bâti de la turbine

Après avoir dessiné l'injecteur, j'ai passé les derniers jours de mon stage à commencer le bâti à proprement parler de la même turbine Pelton. Un tel projet ne peut évidemment être clôturé sur une période de trois semaines. Les plans présentés en annexe sont donc incomplets et inachevés. Un exemple, il n'y a pas encore de paliers pour supporter l'axe du rotor et nous n'avons pas encore prévu de système de graissage pour les bourrages dans lesquels viennent se loger les joints à lèvres Eriks qui assurent l'étanchéité.

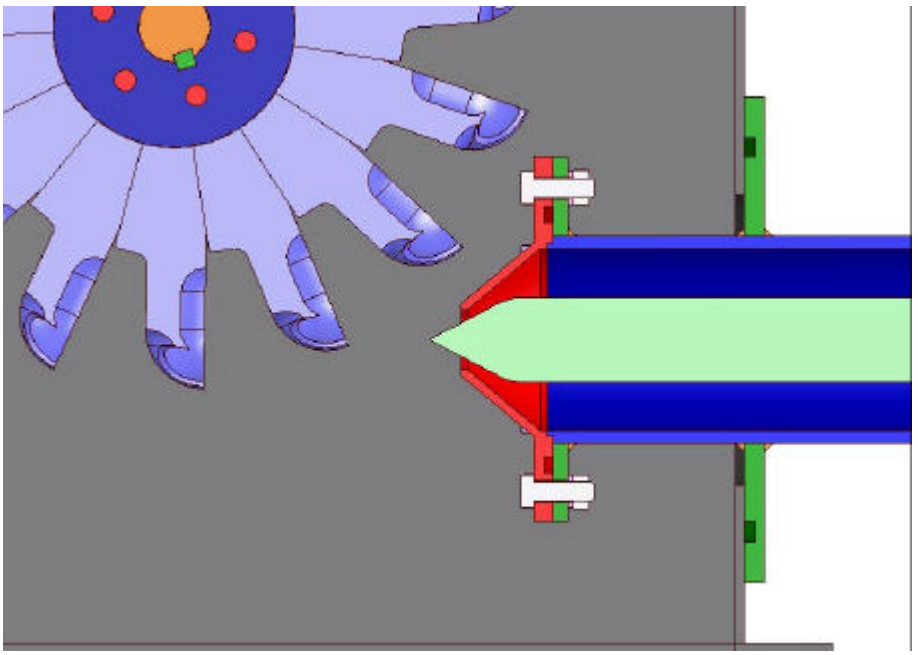
La carcasse de la machine est réalisée en mécano soudé et constitue un ensemble de plaques d'une épaisseur de quatre millimètres. Comme on peut le voir sur les plans d'ensemble fournis en annexe, ce bâti est formé de deux grandes parties distinctes. Le premier côté est fixe, tandis que le deuxième est amovible. Cela permet un accès aisé au rotor et notamment lors de la phase d'alignement des injecteurs avec celui-ci. Il est bien entendu nécessaire de prévoir un joint entre les deux morceaux du bâti pour ne pas avoir des fuites d'eau au niveau de l'intersection.

Je ne pense pas qu'il y ait énormément à dire sur cette partie du travail, notamment parce qu'elle est loin d'être achevée. Cependant, il me tient à cœur d'expliquer le système permettant d'aligner l'injecteur sur le rotor. Il est en effet très important que ces deux pièces soient bien en face l'un de l'autre pour que le jet frappe les augets au bon endroit. Dans le cas contraire, on risque de perdre beaucoup en rendement.





Comme on peut le voir sur les illustrations de la page précédente, le trou réalisé dans le bâti (en noir) est sensiblement plus grand que le diamètre de l'injecteur (en bleu). Il en est de même pour les trous de vis dans le bâti (figure de droite). L'utilisation de rondelles extra larges (type LL) permet dès lors d'ajuster l'injecteur aussi bien verticalement qu'horizontalement et cela de manière aisée. On peut ainsi le déplacer de 6 millimètres dans chaque direction. Un logement pour un joint torique est par ailleurs prévu dans la plaque de fixation (en vert). A mon sens, c'est le système le plus simple que l'on puisse trouver. Il n'est bien sûr efficace que si les jeux prévus au niveau de l'axe du rotor son fort restreints. En effet, dans le cas contraire, si la roue se déplace de gauche à droite entre ses butées, la position précise de l'injecteur ne sert plus à rien.



Avec le recul, si je devais émettre une grande critique à propos du design de ma turbine en général, ce serait au niveau de l'encombrement de l'injecteur. En effet, sur l'illustration ci-dessus (vue en coupe de la turbine) on voit qu'il est impossible d'approcher l'orifice de l'injecteur à proximité des augets de la roue. En cause, la bride de fixation qui est trop volumineuse. Je pense qu'il serait intelligent d'allonger l'orifice (la pièce en rouge) ce qui permettrait de reculer l'ensemble de fixation vis-à-vis de l'extrémité du pointeau. De toute façon, cet orifice doit quand même être redessiné selon Roger Loozen car il n'est pas assez solide (comme je l'avais déjà signalé plus haut). Remarquons que sur cette coupe, on voit bien le système de positionnement de l'injecteur sur le bâti ainsi que le logement pour le joint torique.

7. Conclusion

La première chose qui me vient à l'esprit pour conclure ce travail est le fait que j'ai eu l'occasion d'y perfectionner mon anglais. En effet, la littérature technique sur les turbines Pelton qu'il m'a fallu "potasser" était entièrement rédigée dans cette langue. Etant donné que je partirai en février terminer mes études en Erasmus en Angleterre, je considère ce stage comme un excellent entraînement pour plus tard. J'ai également été rassuré de voir que j'étais capable de comprendre sans grande difficulté la majeure partie du texte sans pour autant être beaucoup plus lent que s'il avait été écrit en français. C'est à mon sens, un des points les plus positifs que je garderai de ces trois semaines.

Ce stage m'aura également permis d'approfondir mon apprentissage du logiciel de dessin par ordinateur (Solidworks) que nous utilisons à l'institut. Ce fut là l'occasion de me frotter à des pièces plus compliquées que celles que j'avais l'habitude de designer auparavant et d'en apprendre beaucoup sur les possibilités offertes par le programme. J'ai aussi pu découvrir comment mettre en pratique les connaissances, notamment hydrauliques que nous avons reçues à Gramme. Je pense que le résultat auquel je suis arrivé est plus que satisfaisant et il m'aura au moins permis d'avoir un premier regard sur la vie professionnelle et le métier d'ingénieur. En effet, n'ayant pas réalisé mon stage social dans le domaine industriel, cette occasion aura été une véritable découverte pour moi. Jusqu'il y a peu, je dois avouer que je n'avais pas l'impression, après trois années passées à l'institut d'être à même de débarquer dans le monde du travail avec les connaissances techniques et surtout l'état d'esprit nécessaires; je commence tout doucement, grâce au stage, à changer d'avis...

Enfin, je voudrais terminer en ajoutant que trois semaines c'est finalement très court et que durant cette période, on a pas le temps de faire grand-chose. Je comprends maintenant pourquoi les entreprises sont parfois, voire souvent, réticentes quand il

s'agit de prendre en charge un étudiant si ce n'est pas pour qu'il effectue son TFE chez eux. A la fin du stage, je commençais seulement à me sentir vraiment à l'aise et efficace. Cela m'a donné l'envie d'aller beaucoup plus loin dans le travail, qui aurait pu aboutir sur un travail de fin d'étude si je n'avais pas déjà pris la décision de partir en Erasmus. Je crois que le passage des études d'ingénieur industriel en cinq ans aura au moins un énorme avantage; celui de pouvoir insérer une période de stage en entreprise plus longue durant laquelle il sera possible de réaliser un travail vraiment intéressant et suffisamment conséquent pour constituer une bonne préparation au TFE.

8. Bibliographie

JEREMY THAKE, The Micro-Hydro Pelton Turbine Manual, "Design, Manufacture and Installation for Small-Scale Hydropower", ITDG Publishing, 2000.

MARKUS EISENRING, Micro Pelton Turbines, "MHPG series Harnessing Water Power on a Small Scale volume 9", SKAT Swiss Center for Appropriate Technology, 1991.

C. OURY et F. OURY, syllabus de Machines Hydrauliques.

9. Annexes

- Annexe 1: Notice de calcul des forces et des contraintes sur un auget Pelton.

- Annexe 2: Limites d'utilisation des augets de type C

- Annexe 3: Plans de la turbine.